

Reducing gear has internal geared wheel, inner and outer toothing, ring in several parts with inner casing surface and outer cogging, drive core, drive shaft.

Patent number: DE10024908

Publication date: 2001-11-29

Inventor: HOFFMANN MATTHIAS (DE); SESSELMANN HELMUT (DE); FLECKE THOMAS (DE); SCHULTZ MARKUS (DE)

Applicant: BROSE FAHRZEUGTEILE (DE)

Classification:

- **international:** F16H25/06

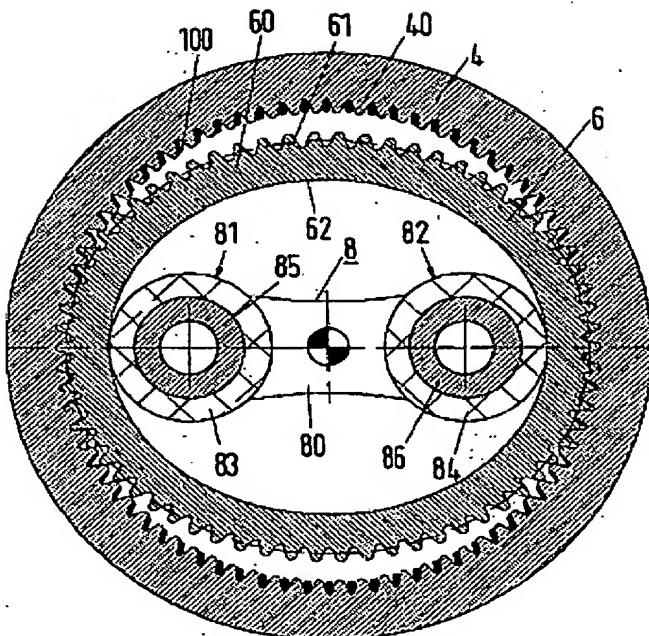
- **european:** F16H49/00B

Application number: DE20001024908 20000516

Priority number(s): DE20001024908 20000516

Abstract of DE10024908

An internal geared wheel (4), fixed to the housing, has a cylindrical inner (40) toothing with a first number of teeth, and a driven internal geared wheel with a second number of teeth. A radially flexible ring (6) has an inner casing surface (62) and an outer cogging (61) engaging with the inner coggings of the internal geared wheels. A drive core (8) is connected to a drive shaft (9) and engages with one or more peripheral sections of the ring. The radially flexible ring has at least two parts (60-64) made of materials possessing different physical characteristics.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY

⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑯ Offenlegungsschrift
⑯ DE 100 24 908 A 1

⑯ Int. Cl. 7:
F 16 H 25/06

DE 100 24 908 A 1

⑯ Anmelder:
Brose Fahrzeugteile GmbH & Co. KG, Coburg,
96450 Coburg, DE
⑯ Vertreter:
Maikowski & Ninnemann, Pat.-Anw., 10707 Berlin

⑯ Erfinder:
Sesselmann, Helmut, 96523 Steinach, DE; Flecke,
Thomas, 96050 Bamberg, DE; Hoffmann, Matthias,
96450 Coburg, DE; Schultz, Markus, 90425
Nürnberg, DE

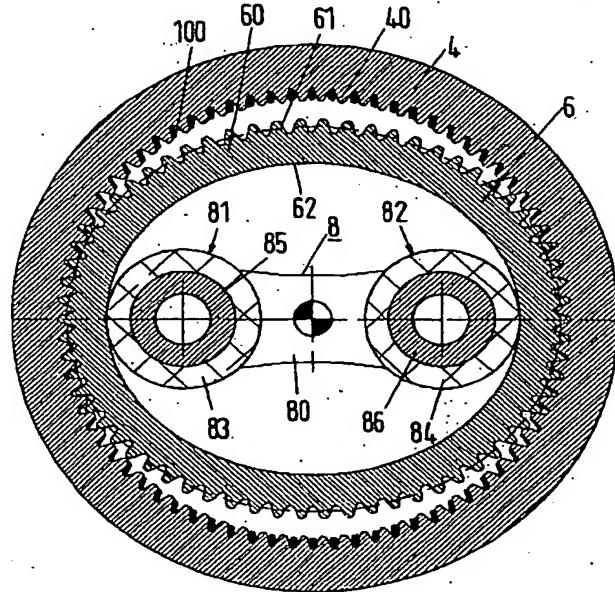
⑯ Entgegenhaltungen:
DE 197 08 310 A1
DE 195 42 253 A1
DE 40 38 555 A1
DE 38 15 118 A1
JP 08-0 04 882 A

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ Untersetzungsgtriebe

⑯ In einem Untersetzungsgtriebe mit einem gehäusefesten Hohlrad (4), das eine zylindrische Innenverzahnung (40) mit einer ersten Zähnezahl aufweist, einem Abtriebs- hohlrad, das eine zylindrische Innenverzahnung (100) mit einer zweiten Zähnezahl aufweist, einem radialflexiblen Ring (6) mit einer Innenmantelfläche (62) und einer Außenverzahnung (61), die mit den Innenverzahnungen (40, 100) des gehäusefesten Hohlrades (4) und des Abtriebs- hohlrades in Eingriff steht, und einem mit einer Antriebs- welle (9) verbundenen Antriebskern (8), der einen oder mehrere Umlangsabschnitte der Außenverzahnung (61) des radialflexiblen Rings (6) mit der Innenverzahnung (40, 100) des gehäusefesten Hohlrades (4) und des Abtriebs- hohlrades (10) umlaufend in Eingriff hält, weist der radial- flexible Ring (6) mindestens zwei Bereiche mit unter- schiedlichen physikalischen Eigenschaften auf.



DE 100 24 908 A 1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf ein Unterstellungsgetriebe gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Ein Unterstellungsgetriebe der im Oberbegriff des Anspruchs 1 genannten Art ist aus der DE 197 08 310 A1 bekannt. Bei diesem auch als "Harmonic-Drive-Getriebe" bezeichneten Unterstellungsgetriebe befindet sich innerhalb eines starken Stützringes, der eine zylindrische, innenverzahnte Stützfläche aufweist, eine außenverzahnte, radiaflexible Abrollbuchse, die durch eine geeignete Antriebseinrichtung, die unter anderem aus einer innerhalb der Abrollbuchse angeordneten Planetenradeinheit gebildet wird, elliptisch verformt wird. Die Planetenradeinheit weist ein auf einer Antriebswelle angeordnetes und von dieser angetriebenes Sonnenrad auf, in dessen Außenverzahnung an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen die Verzahnungen zweier Planetenräder eingreift. Die Innen- und Außenverzahnung der Stützfläche und der radiaflexiblen Abrollbuchse weist eine unterschiedliche Zähnezahl auf und der Zahnkranz der radiaflexiblen Abrollbuchse wird durch den elliptisch geformten Innenkern der Antriebseinrichtung in die zylindrische, innenverzahnte Stützfläche des starken Stützringes gedrückt.

[0003] Aufgrund der unterschiedlichen Zähnezahl von Stützfläche und Abrollbuchse wird ein permanentes, fortlaufendes Versetzen der ineinandergrifenden Umfangsabschnitte bewirkt, so dass eine ganze Umdrehung der Antriebswelle nur eine Weiterbewegung der Abrollbuchse um die vorgesehene Differenz der Zähnezahl von Stützring und Abrollbuchse bewirkt. Dadurch kann mit einem derartigen Harmonic-Drive-Getriebe eine sehr hohe Unterstellung erreicht werden.

[0004] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein Unterstellungsgetriebe der eingangs genannten Gattung mit folgenden Eigenschaften zu schaffen:

- laufruhig mit hoher innerer Systembedämpfung, schall- und schwingungsdämpfend,
- toleranzausgleichend, Spielfreiheit,
- optimale Übertragung unterschiedlicher Drehmomente und Drehzahlen an der Außen- und Innenseite des radiaflexiblen Rings,
- formstabil, dauerbeständig,
- geringe Reibung,
- Übertragung großer Kräfte bei geringen Flächenpressungen, d. h. eine große Zähnezahl oder eine grosse Kraftübertragungsfläche befindet sich im Eingriff und sichert damit optimale Eingriffsverhältnisse.

[0005] Diese Aufgabenstellung wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

[0006] Die erfindungsgemäße Lösung schafft ein laufruhiges Unterstellungsgetriebe mit hoher innerer Systembedämpfung, das heißt hoher Schall- und Schwingungsdämpfung, das toleranzausgleichend, formstabil und dauerbeständig ist, eine optimale Übertragung unterschiedlicher Drehmomente und Drehzahlen an der Außen- und Innenseite des radiaflexiblen Rings gewährleistet und bei geringer Reibung eine Übertragung großer Kräfte bei geringen Flächenpressungen ermöglicht, indem eine große Zähnezahl oder Kraftübertragungsflächen bei der Kraftübertragung im Eingriff steht und damit optimale Eingriffsverhältnisse sicherstellt.

[0007] Die erfindungsgemäße Lösung lässt verschiedeneartige Ausgestaltungen zu. So kann der radiaflexible Ring aus mindestens zwei unterschiedlichen Werkstoffen zusammengesetzt sein und damit den unterschiedlichen Anforderun-

gen im Bereich der Außenverzahnung und der Innenmantelfläche angepasst werden. Um in der ersten Stufe des Unterstellungsgetriebes zwischen Antriebskern und flexiblem Ring Toleranzen auszugleichen und das Getriebespiel einzuschränken, wird für den Bereich der Innenmantelfläche ein hinreichend elastisches Material vorgeschlagen, während für den Bereich der Außenverzahnung des radiaflexiblen Rings ein härteres und formstabileres Material als das der Innenmantelfläche vorteilhaft ist, das aber eine hinreichende

10 Flexibilität aufweist.

[0008] Damit wird sichergestellt, dass zwischen der Außenverzahnung des radiaflexiblen Rings und der Außenverzahnung des Abtriebshohlrades bzw. des gehäusefesten Hohlrades hohe Drehmomente bei geringer Drehzahl übertragen werden können, indem zum einen das für den Bereich der Außenverzahnung verwendete Material eine entsprechende Festigkeit und Formstabilität, aber hinreichende Flexibilität aufweist, um eine maximale Zahneingriffsfläche bei vorgegebener Geometrie des Unterstellungsgetriebes zu gewährleisten.

[0009] In einer Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Lösung besteht das Material der Innenmantelfläche sowie des Kernbereichs bzw. Trägermaterials des radiaflexiblen Rings aus einem weichen Werkstoff, wie Gummi oder einem weichen Kunststoff, während der Bereich der Außenverzahnung aus einem harten Werkstoff oder einer harten Werkstoffkombination, wie Kunststoff/Stahl, besteht.

[0010] Alternativ hierzu kann der Kernbereich oder das Trägermaterial des radiaflexiblen Rings aus einem dauerelastischen Werkstoff bestehen, dessen Innen- und Außenseite zur Bildung der Innenmantelfläche bzw. Außenverzahnung beschichtet sind. Diese Beschichtung kann für den Bereich der Innenseite des Kernbereichs oder des Trägermaterials aus einem weichen Werkstoff, wie Gummi oder einem weichen Kunststoff, oder einer entsprechenden weichen Werkstoffkombination und für die Außenseite des Kernbereichs oder Trägermaterials aus einem harten Werkstoff oder einer harten Werkstoffkombination bestehen.

[0011] Alternativ zur Ausbildung diskreter Bereiche kann der radiaflexible Ring aus einem einzelnen Werkstoff bestehen, der durch entsprechende Bearbeitung oder aufgrund spezieller Herstellungsverfahren Bereiche mit unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften aufweist. Diese Bereiche unterschiedlicher physikalischer Eigenschaften können 40 durch spezielle Strukturen des Werkstoffs gebildet werden oder beispielsweise durch die Einlagerung von Inhomogenitäten in einen ansonsten homogenen Werkstoff. Mit Hilfe der in den homogenen Werkstoff eingelagerten Inhomogenitäten ergibt sich die Möglichkeit, Deformationszonen auszubilden, mit denen die Deformation des radiaflexiblen Rings steuerbar ist.

[0012] Eine spezielle Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Lösung besteht darin, dass der radiaflexible Ring aus einem Elastomer besteht, dessen Formstabilität von der Innenmantelfläche zur Außenverzahnung kontinuierlich oder diskontinuierlich zunimmt. Damit kann bei hoher innerer Systembedämpfung der Forderung nach Toleranzausgleich und Einschränkung des Getriebespiels im Bereich der Innenmantelfläche sowie der hohen Formstabilität und Festigkeit zur Übertragung hoher Drehmomente bei minimaler Flächenpressung der Außenverzahnung mit der Gegenverzahnung des Abtriebshohlrades bzw. gehäusefesten Hohlrades und weiterhin einer Minimierung der Geräusche Rechnung getragen werden.

[0013] Bei einer Zusammensetzung des radiaflexiblen Rings aus mehr als zwei Bereichen mit unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften ist es vorteilhaft, wenn sich die Werkstoffpaarung der Außenverzahnung des radiaflexi-

blen Rings und der Innenverzahnung des gehäusefesten Hohlrades und des Abtriebshohlrades bzw. die Werkstoffpaarung der Eingriffsflächen der Innenmantelfläche des radialflexiblen Rings mit der Außenmantelfläche des Antriebskerns vom Werkstoff oder den Werkstoffeigenschaften des Kernbereichs des radialflexiblen Rings unterscheiden. [0014] Durch die Möglichkeit, verschiedeneartige Werkstoffe miteinander zu kombinieren, wird die Eigenbedämpfung des Systems erhöht und gleichzeitig den unterschiedlichen Gegebenheiten an der Innenmantelfläche und der Außenverzahnung des radialflexiblen Rings Rechnung getragen, nämlich einer hohen Drehzahl bei geringer Drehmomentübertragung auf der Innenmantelfläche bzw. Innenverzahnung des radialflexiblen Rings und einer geringen Drehzahl bei hohen Drehmomenten an der Außenverzahnung des radialflexiblen Rings.

[0015] Eine Variante der Ausgestaltung des radialflexiblen Rings besteht darin, dass der Kernbereich oder das Trägermaterial des radialflexiblen Rings aus einem federelastischen Werkstoff, vorzugsweise aus Stahl, besteht, der mit einem Kunststoff umspritzt oder auf dem eine Kunststoff- und/oder Gummischicht auf vulkanisiert ist.

[0016] Bei zusammengesetzten Bereichen zur Schaffung unterschiedlicher physikalischer Eigenschaften des radialflexiblen Rings können die verschiedenen Bereiche formschlüssig oder reibschlüssig miteinander verbunden oder aus einem Zweikomponentenkunststoff in Zwei-K-Technik gebildet werden.

[0017] Bei den über die Länge des radialflexiblen Rings verteilt angeordneten Hohlräumen als Deformationszonen wird die Eigenbedämpfung des radialflexiblen Rings zur Erzielung einer hohen Systembedämpfung bei Gewährleistung einer energiesparenden Deformation des radialflexiblen Rings gesteigert.

[0018] Durch die Verbindung der im Kernbereich oder Trägermaterial des radialflexiblen Rings ausgebildeten Hohlräume oder Kammern mittels Kanäle werden Überströmkänele geschaffen; durch die die Luft in diesen Hohlräumen bei Bedarf an exponierte Stellen transportiert werden kann, so dass die Wirkung einer energiesparenden Deformation des radialflexiblen Rings bei hoher Systembedämpfung verstärkt wird.

[0019] Alternativ können die Hohlräume oder Kammern mit einer Flüssigkeit gefüllt sein, die ebenso wie Luft über die Überströmkänele bei Bedarf an exponierte Stellen transportiert wird und die Deformation des radialflexiblen Rings mit energiesparender Wirkung erleichtert und die Systembedämpfung erhöht.

[0020] In einer weiteren Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Lösung ist der radialflexible Ring geometrisch so geformt oder weist eine solche Eigenspannung auf, dass er eine ideale Ellipsenform einnimmt.

[0021] Da der radialflexible Ring innerhalb des Abtriebshohlrades und des gehäusefesten Hohlrades auf einer ellipsenförmigen Fläche abrollt, wird die durch das Abrollen bewirkte Deformation des ellipsenförmig vorgeformten oder in Folge seiner Eigenspannung eine Ellipsenform annehmenden radialflexiblen Rings vermindert und damit der Wirkungsgrad des Unterstellungsgesetzes erhöht. Weiterhin gewährleistet die Vorformung des radialflexiblen Rings gute Eingriffsverhältnisse sowohl im Bereich der Außenverzahnung als auch der Innenverzahnung bzw. der Innenmantelfläche des radialflexiblen Rings mit den entsprechenden Gegen-Getriebeelementen.

[0022] Eine vorteilhafte Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Lösung ist dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebskern aus einem Planetengetriebe mit Planetenrädern oder Planetenrollen und einem mit der Antriebswelle ver-

bundenen Sonnenrad oder einer mit der Antriebswelle und den Planetenrädern oder -rollen verbundenen Nabe besteht und dass die Außenmantelflächen der Planetenräder ein mit der Innenmantelfläche des radialflexiblen Rings übereinstimmendes Profil aufweisen.

[0023] Eine Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Lösung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Außenmantelflächen der Planetenräder und die Innenmantelfläche des radialflexiblen Rings umlaufende, axial nebeneinander angeordnete Rillen und Rippen auf, die vorzugsweise aus einem toleranzausgleichenden und schwingungsdämpfenden, elastischen Belag, insbesondere aus Kunststoff, Gummi oder einem Elastomer bestehen.

[0024] Das rippenförmig umlaufende Profil des radialflexiblen Rings und der Antriebslemente des Antriebskerns bewirken einen radialen Toleranzausgleich durch eine flexible Geometrie, die Vermeidung axialer Wanderbewegungen des radialflexiblen Rings, das heißt eine Verlagerung des radialflexiblen Rings in axialer Richtung während des Laufs sowie eine hohe Laufruhe bei weiterer starker Systembedämpfung.

[0025] Wahlweise können die Außenmantelflächen der Planetenräder aus Kunststoff mit einem die Rillen und Rippen ausbildenden Gummiprofil und die Innenmantelfläche des radialflexiblen Rings glatt ausgebildet werden.

[0026] Eine weitere Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Lösung ist dadurch gekennzeichnet, dass ein Dämpfungsfunktionen erfüllendes Material auf die Oberflächen des radialflexiblen Rings und/oder der Planetenräder geklebt oder vulkanisiert ist bzw. dass die Oberflächen des radialflexiblen Rings und/oder der Planetenräder mit einem Dämpfungsfunktionen erfüllenden Material beschichtet sind.

[0027] Dabei können die Dämpfungsfunktionen erfüllenden Materialien auch eine der jeweiligen Belastung angepasste Armierung aufweisen, das heißt mit einem Polyamidgewebe oder Stahleinlagen versehen werden.

[0028] Eine weitere vorteilhafte Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Lösung ist dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebskern mindestens ein Feder- oder Gleitelement aufweist, das in Umfangsrichtung zwischen den Planetenrädern angeordnet ist, wobei das Feder- oder Gleitelement vorzugsweise federkraftbelastet gegen die Innenmantelfläche des radialflexiblen Rings drückt.

[0029] Durch die Anordnung von Feder- oder Gleitelementen wird sichergestellt, dass der radialflexible Ring seine optimale elliptische Form beibehält und damit optimale Eingriffsverhältnisse zu den Gegenverzahnungen bzw. Gegenflächen der Getriebeelemente gewährleistet sind. Weiterhin verhindern die Feder- oder Gleitelemente ein Schwingen des radialflexiblen Ringes und halten diesen ausreichend unter Spannung.

[0030] Um die Eingriffsverhältnisse zwischen der Außenverzahnung des radialflexiblen Rings und den Innenverzahnungen des Abtriebshohlrades und des gehäusefesten Hohlrades zu optimieren und damit minimale Flächenpressungen zur Übertragung hoher Drehmomente sicherzustellen, wird der radialflexible Ring durch die einen Teil des Antriebskerns bildenden Planetenräder oder durch mit der Nabe des Antriebskerns verbundene Elemente geometrisch so geformt, dass er mit der Gegenverzahnung des Abtriebshohlrades bzw. gehäusefesten Hohlrades insbesondere in Bezug auf die Anzahl gleichzeitig in die Gegenverzahnung eingreifender Zähne und im Bezug auf die Eingriffstiefe in vorgegebener Weise in Eingriff steht.

[0031] Alternativ zur Anordnung von Gleitelementen zur Formstabilisierung des radialflexiblen Rings kann der radialflexible Ring oder einer seiner Bestandteile eine solche Eigenformstabilität aufweisen, dass er ohne zwischengeord-

nete Stützelemente hinreichend schwingungsarm läuft.

[0032] Anhand von in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen soll der der Erfindung zugrundeliegende Gedanke näher erläutert werden. Es zeigen:

[0033] Fig. 1 einen Schnitt durch eine Antriebseinheit mit einem Scheibenläufermotor und einem als Umlaufrädergetriebe mit einem verzahnten radialflexiblen Ring ausgebildetem Unterstellungsgetriebe

[0034] Fig. 2 eine vergrößerte Darstellung der Getriebeteile des Unterstellungsgetriebes gemäß Fig. 1;

[0035] Fig. 3-5 geschnittene perspektivische Darstellungen eines Ausschnitts eines radialflexiblen Rings mit Bereichen unterschiedlicher physikalischer Eigenschaften;

[0036] Fig. 6 einen Schnitt durch ein Unterstellungsgetriebe mit radialflexiblem Ring;

[0037] Fig. 7 einen Schnitt durch das Unterstellungsgetriebe entlang der Linie VII-VII gemäß Fig. 6;

[0038] Fig. 8 ein Unterstellungsgetriebe mit einem radialflexiblen Ring mit beschichteter Außen- und Innenverzahnung;

[0039] Fig. 9 ein Unterstellungsgetriebe mit einem radialflexiblen Ring mit eingelagerten Kammern bzw. Hohlräumen;

[0040] Fig. 10 ein Unterstellungsgetriebe mit einem radialflexiblen Ring mit beschichteter Außenverzahnung, im Kernbereich eingelagerten Hohlräumen und zusätzlichen Armierungen;

[0041] Fig. 11 ein Unterstellungsgetriebe mit radialflexiblem Ring mit eingelagerten Hohlräumen und einem Antriebskern mit auf einem Steg aufgesteckten Planetenräder und

[0042] Fig. 12 ein Unterstellungsgetriebe mit radialflexiblem Ring und Gleit- oder Federelementen im Antriebskern zur Abstützung des radialflexiblen Rings.

[0043] Die in Fig. 1 in einem Längsschnitt und in Fig. 2 in einem vergrößerten Teilausschnitt dargestellte Antriebseinheit besteht aus einem Scheibenläufermotors 1 und einem als Umlaufrädergetriebe mit einem verzahnten radialflexiblen Ring ausgebildeten Unterstellungsgetriebe.

[0044] Bauteile und Funktionselemente des Scheibenläufermotors 1 sind die mit Leiterschleifen 30 versehene Läuferscheibe 3, die in Lagerstellen einer motorseitigen Gehäuseschale 11 angeordneten Bürsten und Bürstenfedern 31, 32, die als Magnetquelle dienenden Permanentmagneten 7 gemäß Fig. 1 bzw. 71, 78 gemäß Fig. 2 sowie der magnetische Rückschluss 5.

[0045] Die Läuferscheibe 3 ist mit einer Nabe 80 verbunden, die sich aus einem Nabenteller 800, der an die Oberfläche der Läuferscheibe 3 angrenzt und einem Nabenzylinder 801 zusammensetzt, der die mit der Läuferscheibe 3 fest verbundene Antriebswelle 9 umgibt. Die Läuferscheibe 3 ist vorzugsweise an den Nabenteller 800 angespritzt, der unter anderem zur Erhöhung der mechanischen Stabilität der Läuferscheibe 3 dient. Die motorseitige Gehäuseschale 11 besteht vorzugsweise aus einem ferromagnetischen Material zur Bildung eines magnetischen Rückschlusspfades.

[0046] Die Bauteile und Funktionselemente des Unterstellungsgetriebes 2 sind ein gehäusefestes Hohlrad 4 mit einer Innenverzahnung 40, ein mit einem Teil seiner Außenverzahnung 61 mit der Innenverzahnung 40 des gehäusefesten Hohlrades 4 kämmender radialflexibler Ring 6, ein mit einer Innenmantelfläche 62 des radialflexiblen Rings 6 in Eingriff stehendes Profil eines Antriebskernes 8 und ein mit seiner Innenverzahnung 100 mit einem Teil der Außenverzahnung 61 des radialflexiblen Rings 6 in Eingriff stehendes Abtriebshohlrad 10 sowie eine getriebeseitige Gehäuseschale 12.

[0047] Der Antriebskern 8 wird durch die mit der Läufer-

scheibe 3 verbundene Nabe 80 mit den radial zur Antriebswelle 9 beabstandeten Planetenrädern 81, 82 gebildet, deren Achsen 85, 86 in die Nabenscheibe 800 sowie mit einem Bund 850, 860 in die Läuferscheibe 3 eingesetzt sind. Die Planetenräder 81, 82 weisen ein profiliertes Rippenrad 83, 84 vorzugsweise aus Gummi auf, das auf eine Lagerhülse 87, 88 vorzugsweise aus einem Sinterwerkstoff aus Eisen, Bronze oder einem gespritzten Kunststoff aufgezogen ist. Die Lagerhülsen 87, 88 sind drehbar auf den Achsen 85, 86 der Planetenräder 81, 82 angeordnet.

[0048] Die profilierten Rippenräder 83, 84 der Planetenräder 81, 82 stehen in Eingriff mit einer gleichartig profilierten Innenmantelfläche 62 des radialflexiblen Rings 6. Das rippenförmig umlaufende Profil des radialflexiblen Rings 6 und der Planetenräder 81, 82 bewirkt einen radialen Toleranzausgleich durch eine flexible Geometrie, vermeidet axiale Wanderbewegungen des radialflexiblen Rings 6 und gewährleistet eine hohe Laufruhe des Unterstellungsgetriebes 2.

[0049] Das gehäusefeste Hohlrad 4 wird durch ein an den magnetischen Rückschluss 5 des Scheibenläufermotors 1 angespritztes Kunststoffformteil 45 gebildet, das eine Innenverzahnung 40 trägt, die mit einem Teil der Außenverzahnung 61 des radialflexiblen Rings 6 kämmt. Abweichend von dem in diesem Ausführungsbeispiel dargestellten gehäusefesten Hohlrad 4 als Kunststoffformteil 45 mit darin ausgebildeter Innenverzahnung 40 kann die Innenverzahnung 40 unmittelbar an die Ring-Innenfläche des magnetischen Rückschlusses 5 angespritzt werden bzw. auf eine unmittelbar im magnetischen Rückschluss 5 ausgebildete, zurückgenommene Verzahnung aufgetragen werden oder auf andere radial gerichtete Ausnehmungen oder Vorsprünge des magnetischen Rückschlusses 5 als Innenverzahnung 40 des gehäusefesten Hohlrades 4 aufgespritzt werden.

[0050] Das Kunststoffformteil 45 weist eine angespritzte Wasserrinne 41 auf, die mit einer Dichtungslippe an einer Ausnehmung 102 des Abtriebshohlrades 10 anliegt und dafür sorgt, dass Feuchtigkeit von der Getriebeseite der Antriebseinheit nicht in die Motorseite der Antriebseinheit gelangt. Zwischen dem Abtriebshohlrad 10 und dem Kunststoffformteil 45 des gehäusefesten Hohlrades 4 wird zusätzlich ein Hohlraum für eine Dichtung gelassen, die als Lippendichtung in diesen Hohlraum einsetzbar ist und vorzugsweise wie ein Rückschlagventil wirkt, das im Stillstand dichtet und sich im Lauf öffnet, so dass eine Luftführung durch diesen Hohlraumbereich möglich ist.

[0051] Eine derartige Luftführung kann dadurch erzielt werden, dass die Nabe 80 Schaufelelemente zur Bildung eines Axiallüfters aufweist, mit der ein Luftstrom beispielsweise von der Motorseite (Trockenraumseite) der Antriebseinheit angesaugt und über das Abtriebshohlrad 10 und die getriebeseitige Gehäuseschale 12 an eine Naßraumseite der Antriebseinheit abgeht.

[0052] Die schnelllaufende Antriebswelle 9 ist einerseits in einem motorseitigen Lager 91 der motorseitigen Gehäuseschale 11 und andererseits in einem getriebeseitigen Lager 92, der getriebeseitigen Gehäuseschale 12 gelagert. Das getriebeseitige Lager 92 trägt an seinem Außenumfang eine Lagerung 90 für das langsamlaufende Abtriebshohlrad 10, dessen Innenverzahnung 100 mit einem Teil der Außenverzahnung 61 des radialflexiblen Rings 6 kämmt. An seiner Peripherie weist das Abtriebshohlrad 10 eine spiralförmige Rille 101 zur Aufnahme eines Fensterheberseils 13 auf, das durch Öffnungen der getriebeseitigen Gehäuseschale 12 geführt und über Seilumlenkrollen mit einem Mitnehmer für die Fensterscheibe eines Seilfensterhebers verbunden ist.

[0053] Fig. 3 zeigt einen Schnitt durch eine schematisch-perspektivische Darstellung eines Ausschnitts eines radial-

flexiblen Rings 6 mit einer Außenverzahnung 61, einer Innenmantelfläche 62 und einem Kernbereich bzw. Trägermaterial 60. Das Trägermaterial 60 besteht in dieser Ausführungsform aus einem Elastomer mit kontinuierlich von der Innenmantelfläche 62 zur Außenverzahnung 61 zunehmender Formstabilität. Die sich kontinuierlich verändernden Materialeigenschaften bewirken einen verhältnismäßig weichen Innenbereich bzw. weichen Bereich des Kernmaterials und damit eine hohe Schall- und Schwingungsdämpfung sowie einen großen Toleranzausgleich bei hoher Spielfreiheit.

[0054] Das zur Außenverzahnung 61 zunehmend härter werdende Material gewährleistet im Zahnbereich eine hohe Dauerbeständigkeit und Formstabilität sowie die Übertragung großer Kräfte und Drehmomente bei geringen Flächenpressungen, da in Folge der Dauer- und Formbeständigkeit eine große Zähnezahl des radialflexiblen Rings 6 in Eingriff mit der Gegenverzahnung steht und damit optimale Eingriffsverhältnisse gewährleistet sind.

[0055] Die sich kontinuierlich verändernden Materialeigenschaften des radialflexiblen Rings 6 ermöglichen die optimale Übertragung unterschiedlicher Drehmomente und Drehzahlen an der Außen- und Innenseite des radialflexiblen Rings, da die Drehzahl n_2 an der Innenmantelfläche 62 groß gegenüber der Drehzahl n_1 der Außenverzahnung 61 ist, während das vom Antriebskern auf die Innenmantelfläche 62 übertragene Drehmoment M_{d2} sehr klein gegenüber dem von der Außenverzahnung 61 auf die Gegenverzahnung zu übertragende Drehmoment M_{d1} ist. Beispielsweise beträgt die Drehzahl n_2 auf der Seite der Innenmantelfläche 3000 U/min und das zu übertragende Drehmoment M_{d2} 0,5 Nm, während die Drehzahl n_1 an der Außenverzahnung ca. 80 U/min bei einem Drehmoment von $M_{d1} = 15$ Nm beträgt.

[0056] Fig. 4 zeigt eine schematisch-perspektivische Darstellung eines Ausschnitts des radialflexiblen Rings 6, der aus zwei Materialien mit unterschiedlichen Materialeigenschaften zusammengesetzt ist, die einen an die Außenverzahnung 61 angränzenden Bereich 60a sowie einen an die Innenmantelfläche 62 angränzenden Bereich 60b des Kernbereichs ausbilden. Während der Innenbereich 60b zur Schall- und Schwingungsdämpfung, Erzielung einer großen Laufruhe und eines größtmöglichen Toleranzausgleichs hinreichend plastisch ist und aus einem weichen Werkstoff wie Gummi oder einem weichen Kunststoff besteht, ist der Außenbereich 60a härter und formstabilier als der Innenbereich 60b, dabei aber hinreichend flexibel und besteht aus einem harten Kunststoff oder Stahl bzw. aus einer entsprechenden harten Werkstoffkombination.

[0057] Die in der Ausgestaltung des radialflexiblen Rings 6 gemäß Fig. 3 glatte Innenmantelfläche 62 kann in der Ausführungsform gemäß Fig. 4 mit Rippen 62a versehen werden, die eine gute Führung zwischen dem Antriebskern und dem radialflexiblen Ring gewährleisten, das heißt ein seitliches Abrutschen des radialflexiblen Rings vom Antriebskern verhindern, einen zusätzlichen radialen Toleranzausgleich durch eine flexible Geometrie schaffen und eine hohe Laufruhe gewährleisten. Alternativ zu der in Fig. 4 dargestellten Ausführungsform kann der Rippenbereich 62a der Innenmantelfläche 62 des radialflexiblen Rings 6 beispielsweise als Gummibeschichtung auf einem aus einem weichen Kunststoff bestehenden Innenbereich 60b gebildet werden, um neben einer zusätzlichen Systembedämpfung eine weitere Vergrößerung des Toleranzausgleichs und der Laufruhe zu schaffen.

[0058] In der Ausführungsform gemäß Fig. 5 weist der radialflexible Ring 6 einen Kernbereich 60d auf, der aus einem Trägermaterial, vorzugsweise aus einem dauerelastischen Werkstoff besteht und dessen Innen- und Außenseite

mit einer Beschichtung 60c und 60e versehen ist. Dabei besteht die Beschichtung 60c zur Bildung der Oberfläche der Außenverzahnung 61 aus einem harten Werkstoff oder einer harten Werkstoffkombination, wie beispielsweise einem harten Kunststoff oder Stahl, während die Innenbeschichtung 60e aus einem weichen, toleranzausgleichenden, schall- und schwingungsdämpfenden Material, wie Gummi oder einem weichen Kunststoff, besteht.

[0059] Die verschiedenen Bereiche 60a und 60b gemäß Fig. 4 bzw. 60c, 60d, 60e gemäß Fig. 5 können durch Be- schichten eines Kernbereichs 60d oder formschlüssig bzw. reibschlüssig, durch Ausbildung eines Zwei-Komponenten-Kunststoffes oder durch Aufvulkanisieren zusammengefügt werden.

[0060] Grundsätzlich kann der radialflexible Ring entsprechend den Fig. 3 bis 5 aus einem homogenen Werkstoff bestehen oder aus unterschiedlichen Werkstoffkombinationen wie Gummi, Elastomere, Kunststoffe und/oder Stahl, zusammengesetzt sein. Weiterhin kann der radialflexible Ring aus einer Kombination von Zugmitteln, beispielsweise einer Kette, einem Seil oder dergleichen, und elastischen Elementen gebildet werden. Die elastischen Elemente können zusätzlich eine der jeweiligen Belastung angepasste Armierung aufweisen, die sowohl als Zugstrang oder als peripherie Einlagen, wie ein Polymidgewebe oder eine Stahl- einlage, ausgebildet werden.

[0061] In der Ausführungsform gemäß Fig. 5 kann der Kernbereich 60d aus einem federelastischen Werkstoff wie Federstahl bestehen und mit einem harten bzw. weichen

20 Kunststoff zur Bildung des Außenbereichs 60c sowie Innenbereichs 60e umspritzt werden oder durch Aufvulkanisieren einer Kunststoff- oder Gummischicht auf den Kernbereich 60d der Außenbereich 60c und Innenbereich 60e gebildet werden.

[0062] Fig. 6 zeigt einen Querschnitt und Fig. 7 einen Längsschnitt durch ein Untersteckgetriebe entlang der Linie VII-VII gemäß Fig. 6 mit einem gehäusefesten Hohlrad 4 mit Innenverzahnung 40 und einem mit dem gehäusefesten Hohlrad 4 fluchtenden und in Betrachtungsrichtung

25 hinter dem gehäusefesten Hohlrad 4 liegenden Abtriebs- hohlrad, dessen Innenverzahnung 100 durch unterschiedliche Zähnezahl gegenüber der Innenverzahnung 40 des gehäusefesten Hohlrades 4 versetzt ist. Mit den Innenverzahnungen 40, 100 des gehäusefesten Hohlrades 4 und des Ab-

30 triebshohlrades kämmt die Außenverzahnung 61 eines radialflexiblen Rings 6, dessen Innenmantelfläche 62 mit einem rippenförmigen Profil 62a versehen ist, das in profilierte Rippenräder 83, 84 von zwei den Antriebskern 8 bildenden Planetenräder 81, 82 eingreift.

[0063] Die Planetenräder 81, 82 weisen Lagerhülsen 87, 88 vorzugsweise aus einem Sinterwerkstoff, wie Eisen, Bronze oder einem gespritzten Kunststoff auf, die drehbar auf Achsen 85, 86 der Planetenräder 81, 82 angeordnet sind. Die Achsen 85, 86 sind auf einen Steg oder eine Nabe 80

35 aufgesteckt, die mit einer Antriebswelle 9 verbunden ist.

[0064] Der Kernbereich 60 oder das Trägermaterial des radialflexiblen Rings 6 kann in dieser Ausführungsform aus einem Elastomer bestehen, dessen Formstabilität von der Innenmantelfläche 62 zur Außenverzahnung 61 hin zunimmt,

40 das heißt von einem weichen, toleranzausgleichenden und systembedämpfenden Werkstoff in einen härteren, aber ausreichend flexiblen Bereich der Außenverzahnung 61 übergeht.

[0065] Die in Eingriff mit der profilierten Innenmantelflä- 45 che 62 des radialflexiblen Rings 6 stehenden profilierten Rippenräder 83, 84 der Planetenräder 81, 82 bestehen aus Gummi oder einem weichen Kunststoff für einen hohen radialen Toleranzausgleich durch eine flexible Geometrie, wo-

bei die Rippenstruktur axiale Verlagerungen des radialflexiblen Rings 6 verhindert und eine hohe Laufruhe des Unter-
setzungsgesetzes gewährleistet.

[0066] Zur Steigerung der Formstabilität und Dauerbe-
ständigkeit sowie zur Gewährleistung einer hohen Kraft- und Drehmomentübertragung kann die Außenverzahnung 61 des radialflexiblen Rings 6 zusätzlich mit einem harten Werkstoff beschichtet werden.

[0067] In den Fig. 8 bis 12 sind verschiedene Ausführungsformen des radialflexiblen Rings sowie des Antriebskerns des Unter-
setzungsgesetzes dargestellt, wobei gleiche Getriebeelemente und Getriebeelemente mit gleichen Bezugszahlen versehen sind.

[0068] In der Ausführungsform gemäß Fig. 8 weist das Unter-
setzungsgesetz 2a einen radialflexiblen Ring 6a auf, dessen Außenverzahnung 61a mit den Innenverzahnungen 40a bzw. 10a eines gehäusefesten Hohlrades 4a sowie eines Abtriebshohlrades 10a kähnmt.

[0069] Der radialflexible Ring 6a weist einen Kernbereich 60a mit einem Kunststoff-Trägermaterial oder einem metallisch-flexiblen Trägermaterial auf, das im Bereich der Innenverzahnung 62a und der Außenverzahnung 61a be-
schichtet ist. Das Beschichtungsmaterial der Außenverzah-
nung 61a ist dabei härter als das Beschichtungsmaterial der Innenverzahnung 62a aber hinreichend flexibel und besteht beispielsweise aus Stahl oder einem harten Kunststoff, wäh-
rend das Beschichtungsmaterial der Innenverzahnung 62a weniger hart als das Beschichtungsmaterial der Außenver-
zahnung 61a ist, aber hinreichend hart ausgeführt ist, um eine ausreichende Formstabilität beim Eingriff in die Ver-
zahnung der Planetenräder 81a, 82a zu gewährleisten.

[0070] Das Kernmaterial 60a des radialflexiblen Rings 6a ist vorzugsweise weich und toleranzausgleichend, um eine hohe innere Systembedämpfung, große Laufruhe und einen guten Toleranzausgleich zu gewährleisten.

[0071] Die Planetenräder 81a und 82a kämmen mit der Verzahnung eines Sonnenrades 80a, das mit einer Antriebs-
welle 9 verbunden ist.

[0072] Das in Fig. 9 dargestellte Unter-
setzungsgesetz 2b weist bei gleicher Ausgestaltung der Innenverzahnungen 40b und 100b des gehäusefesten Hohlrades 4b und des Ab-
triebshohlrades sowie der Außenverzahnung 61b und Innen-
verzahnung 62b des radialflexiblen Rings 6b wie das Unter-
setzungsgesetz 2a gemäß Fig. 8 eine Anordnung von Hohlräumen bzw. Kammern 63b im Kernbereich 60b des radialflexiblen Rings 6b auf. Die Hohlräume 63b dienen der leichteren Deformation des radialflexiblen Rings 6b und können wahlweise geschlossen oder partiell mit Luft oder Flüssigkeit gefüllt sein. Weiterhin können zwischen den einzelnen Hohlräumen bzw. Kammern 63b Überströmkanäle vorgesehen werden, über die Flüssigkeit oder Luft bei Bedarf an exponierte Stellen transportiert werden kann. Die damit verbundene energiesparende Deformation des radialflexiblen Rings 6b gewährleistet eine hohe Systembedämp-
fung, das heißt eine starke Schall- und Schwingungsdämp-
fung bei hoher Formstabilität und Dauerbeständigkeit des radialflexiblen Rings 6b.

[0073] Das in Fig. 10 dargestellte Unter-
setzungsgesetz 2c unterscheidet sich von dem in Fig. 9 dargestellten Unter-
setzungsgesetz 2b darin, dass die Außenverzahnung 61c des radialflexiblen Rings 6c zusätzlich mit einer Beschich-
tung versehen ist, beispielsweise einer harten, aber flexiblen Beschichtung aus Stahl oder einem harten Kunststoff. Zu-
sätzlich sind im Kernbereich 60c des radialflexiblen Rings 6c Armierungen 64c in Form von Stahleinlagen oder der-
gleichen vorgesehen. Diese Armierungen können der jewei-
lichen Belastung des radialflexiblen Rings 6c angepasst wer-
den und aus einem Polyamidgewebe oder einer Stahleinlage

bestehen.

[0074] Die Ausführungsform des in Fig. 11 dargestellten Unter-
setzungsgesetzes 2d unterscheidet sich von den vor-
angegangenen Ausführungsbeispielen lediglich dahingehend, dass der Antriebskern 8d kein Sonnenrad aufweist. Die Planetenräder 81d und 82d des Antriebskerns 8d sind über einen Steg 84d unmittelbar mit der Antriebswelle 9 verbunden, wobei die Achsen der Planetenräder 81d und 82d auf den Steg 84d aufgesteckt sind. Anstelle eines Steges 80d kann auch eine mit der Antriebswelle 9 verbundene Nabe entsprechend der Ausführungsform gemäß den Fig. 1 und 2 vorgesehen werden.

[0075] Der radialflexible Ring kann geometrisch so ge-
formt werden oder eine solche Eigenspannung aufweisen,
dass er die für die Eingriffsverhältnisse des Unter-
setzungsgesetzes ideale Ellipsenform einnimmt. Zusätzlich oder al-
ternativ kann der radialflexible Ring durch die Planetenräder oder an mit einer Nabe des Antriebskerns verbundene Ele-
mente geometrisch so geformt werden, dass er mit seiner Außenverzahnung, insbesondere in Bezug auf die Anzahl gleichzeitig in die Gegenverzahnung des Abtriebshohlrades und des gehäusefesten Hohlrades eingreifender Zähne und die Eingriffstiefe in vorgebbarer Weise eingreift.

[0076] Zur Sicherung eines definierten Zahneingriffs durch Beibehaltung der idealen Ellipsenform sowie zur Ver-
meidung von Schwingungen und zur Einhaltung einer aus-
reichenden Spannung des radialflexiblen Rings können ge-
mäß Fig. 12 Gleitelemente 801, 802 vorgesehen werden, die mit der Nabe oder dem Steg des Antriebskerns verbunden
sind. Diese Gleitelemente 801, 802 können vorzugsweise durch Federn 803, 804 belastet an der Innenmantelfläche 62e des radialflexiblen Rings 6e anliegen und damit die Formstabilität des radialflexiblen Rings 6e verstärken. Wie der Darstellung gemäß Fig. 12 zu entnehmen ist, sind die Gleitelemente 801, 802 senkrecht zu den Planetenräder 81e, 82e angeordnet und greifen an den kleinen Achsen des ellipsenförmigen radialflexiblen Rings 6e an.

[0077] Die Erfindung beschränkt sich in ihrer Ausführung nicht auf die vorstehend angegebenen bevorzugten Ausführungsbeispiele, sondern es ist eine Anzahl von Varianten denkbar, welche von der in der Zeichnung und Beschreibung dargestellten Lösung auch bei grundsätzlich andersgearteten Ausführungen Gebrauch macht.

Patentansprüche

1. Unter-
setzungsgesetz (2) mit einem gehäusefesten Hohlrad (4), das eine zylindrische Innenverzahnung (40) mit einer ersten Zähnezahl aufweist, einem Ab-
triebshohlrad (10), das eine zylindrische Innenverzahnung (100) mit einer zweiten Zähnezahl aufweist, ei-
nem radialflexiblen Ring (6) mit einer Innenmantelflä-
che (62) und einer Außenverzahnung (61), die mit den Innenverzahnungen (40, 100) des gehäusefesten Hohl-
rades (4) und des Abtriebshohlrades (10) in Eingriff steht, und einem mit einer Antriebswelle (9) verbunde-
nen Antriebskern (8), der einen oder mehrere Um-
fangsabschnitte der Außenverzahnung (61) des radial-
flexiblen Rings (6) mit der Innenverzahnung (40, 100)
des gehäusefesten Hohlrades (4) und des Abtriebshohl-
rades (10) umlaufend in Eingriff hält, dadurch ge-
kennzeichnet, dass der radialflexible Ring (6) minde-
stens zwei Bereiche (60 bis 64; 60a bis 60e) mit unter-
schiedlichen physikalischen Eigenschaften aufweist.
2. Unter-
setzungsgesetz nach Anspruch 1, dadurch ge-
kennzeichnet, dass der radialflexible Ring (6) aus mindestens zwei unterschiedlichen Werkstoffen zu-
sammengesetzt ist.

DE 100 24 908 A 1

11

3. Unterstellungsgtriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der radialflexible Ring (6) aus einem Werkstoff mit Bereichen (60 bis 64; 60a bis 60e) unterschiedlicher physikalischer Eigenschaften besteht. 5
4. Unterstellungsgtriebe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der radialflexible Ring (6) aus einem homogenen Werkstoff mit darin eingelagerten Inhomogenitäten (63, 64) besteht.
5. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der radialflexible Ring (6) aus einem Elastomer besteht und dass die Formstabilität des radialflexiblen Rings (6) von der Innenmantelfläche (62) zur Außenverzahnung (61) kontinuierlich oder diskontinuierlich zunimmt. 10
6. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass sich die Werkstoffpaarung der Außenverzahnung (61) des radialflexiblen Rings (6) und den Innenverzahnungen (40, 100) des gehäusefesten Hohlrades (4) und des Abtriebshohlrades (10) und/oder die Werkstoffpaarung der Eingriffsflächen der Innenmantelfläche (62) des radialflexiblen Rings (6) und der Außenmantelfläche (83, 84) des Antriebskerns (8) vom Werkstoff oder den Werkstoffeigenschaften des Kembereichs (60) des radialflexiblen Rings (6) unterscheiden. 15
7. Unterstellungsgtriebe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Innenmantelfläche (62) des radialflexiblen Rings (6) zum Zwecke des Toleranzausgleichs hinreichend elastisch und die Außenverzahnung (61) des radialflexiblen Rings (6) härter und formstabilier als die Innenmantelfläche (62), dabei aber hinreichend flexibel ausgebildet ist. 20
8. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Innenmantelfläche (62) und der Kembereich bzw. das Trägermaterial (60) des radialflexiblen Rings (6) aus einem weichen Werkstoff (Gummi, weicher Kunststoff) und die Außenverzahnung (61) des radialflexiblen Rings (6) aus einem harten Werkstoff oder einer harten Werkstoffkombination (harter Kunststoff, Stahl) besteht. 25
9. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass der Kembereich oder das Trägermaterial (60) des radialflexiblen Rings (6) aus einem dauerelastischen Werkstoff besteht, dessen Innenseite zur Bildung der Innenmantelfläche (62) und dessen Außenseite zur Bildung der Außenverzahnung (61) beschichtet sind. 30
10. Unterstellungsgtriebe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Innenseite (60b) des Kembereichs oder Trägermaterials (60) des radialflexiblen Rings (6) mit einem weichen Werkstoff (Gummi, weicher Kunststoff) oder einer weichen Werkstoffkombination und die Außenseite (60a) des Kembereichs oder Trägermaterials (60) des radialflexiblen Rings (6) mit einem harten Werkstoff oder einer harten Werkstoffkombination (harter Kunststoff, Stahl) beschichtet ist. 35
11. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die verschiedenen Bereiche (60, 61, 62; 60a bis 60e) des radialflexiblen Rings (6) formschliessig oder reibschliessig zusammengefügt sind. 40
12. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass die verschiedenen Bereiche (60, 61, 62; 45

12

- 60a bis 60e) des radialflexiblen Rings (6) aus einem Zwei-Komponenten-Kunststoff (2-K-Technik) gebildet sind.
13. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kembereich oder das Trägermaterial (60) des radialflexiblen Rings (6) aus einem federelastischen Werkstoff, vorzugsweise aus Stahl, besteht, der mit einem Kunststoff umspritzt oder auf den eine Kunststoff- und/oder Gummischicht aufvulkanisiert ist.
14. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass über die Länge des radialflexiblen Rings (6) verteilt Hohlräume (62b-62d) als Deformationszonen vorgesehen sind.
15. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass über Kanäle miteinander verbundene Kammern oder die Hohlräume (62b-62d) des radialflexiblen Rings (6) mit einer Flüssigkeit oder einem Gas gefüllt sind.
16. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Verzahnung oder das Profil der Innenmantelfläche (61a) des radialflexiblen Rings (6) mit Gummi oder einem Kunststoff beschichtet und die Außenverzahnung (61a) des radialflexiblen Rings (6) aus Stahl oder Kunststoff und der Kern oder das Trägermaterial (60a) des radialflexiblen Rings (6) aus Gummi oder einem Elastomer besteht.
17. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der radialflexible Ring (6) geometrisch so geformt ist oder eine solche Eigenspannung aufweist, dass er eine ideale Ellipsenform einnimmt.
18. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebskern (8) aus einem Planetengetriebe mit Planetenrädern oder Planetenrollen (81, 82) und einem mit der Antriebswelle (9) verbundenen Sonnenrad (80c) oder einer mit der Antriebswelle (9) und den Planetenrädern oder -rollen (81, 82) verbundenen Nabe (80) besteht und dass die Außenmantelflächen (83, 84) der Planetenräder (81, 82) ein mit der Innenmantelfläche (62) des radialflexiblen Rings (6) übereinstimmendes Profil aufweisen.
19. Unterstellungsgtriebe nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass die Außenmantelflächen (83, 84) der Planetenräder (81, 82) und die Innenmantelfläche (62) des radialflexiblen Rings (6) umlaufende, axial nebeneinander angeordnete Rillen und Rippen aufweisen.
20. Unterstellungsgtriebe nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass die Rillen- und Rippenoberflächen aus einem toleranzausgleichenden und schwungsdämpfenden, elastischen Belag, vorzugsweise aus Kunststoff, Gummi oder einem Elastomer bestehen.
21. Unterstellungsgtriebe nach Anspruch 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, dass die Außenmantelflächen (83, 84) der Planetenräder (81, 82) aus Kunststoff mit einem die Rillen und Rippen ausbildenden Gummiprofil und die Innenmantelfläche (62) des radialflexiblen Rings (6) glatt ausgebildet sind.
22. Unterstellungsgtriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Dämpfungsfunktionen erfüllendes Material auf die Oberflächen des radialflexiblen Rings (6) und/oder der Planetenräder (81, 82) geklebt oder vulkanisiert.

siert ist bzw. dass die Oberflächen des radialflexiblen Rings (6) und/oder der Planetenräder (81, 82) mit einem Dämpfungsfunktionen erfüllenden Material beschichtet sind.

23. Unterstellungsgetriebe nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebskern (8) mindestens ein Feder- oder Gleitelement (803) aufweist, das in Umfangsrichtung zwischen den Planetenräder (81, 82) angeordnet ist. 5

24. Unterstellungsgetriebe nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß das Feder- oder Gleitelement (803) federkraftbelastet gegen die Innenmantelfläche (61e) des radialflexiblen Rings (6) drückt. 10

25. Antriebseinheit nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der radialflexible Ring (6) durch die Planetenräder (81, 82) oder an der mit der Nabe (80) verbundene Elemente geometrisch so geformt ist, daß er mit der Gegenverzahnung, insbesondere in Bezug auf die Anzahl gleichzeitig in die Gegenverzahnung eingreifender 20 Zähne und die Eingriffstiefe, in vorgebbarer Weise in Eingriff steht.

26. Antriebseinheit nach mindestens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der radialflexible Ring (6) oder wenigstens ein Bestandteil des radialflexiblen Rings (6) eine solche Eiformstabilität aufweist, daß er ohne zwischengenordnete Stützelemente hinreichend schwingungsarm läuft. 25

30

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

35

40

45

50

55

60

65

Fig. 6

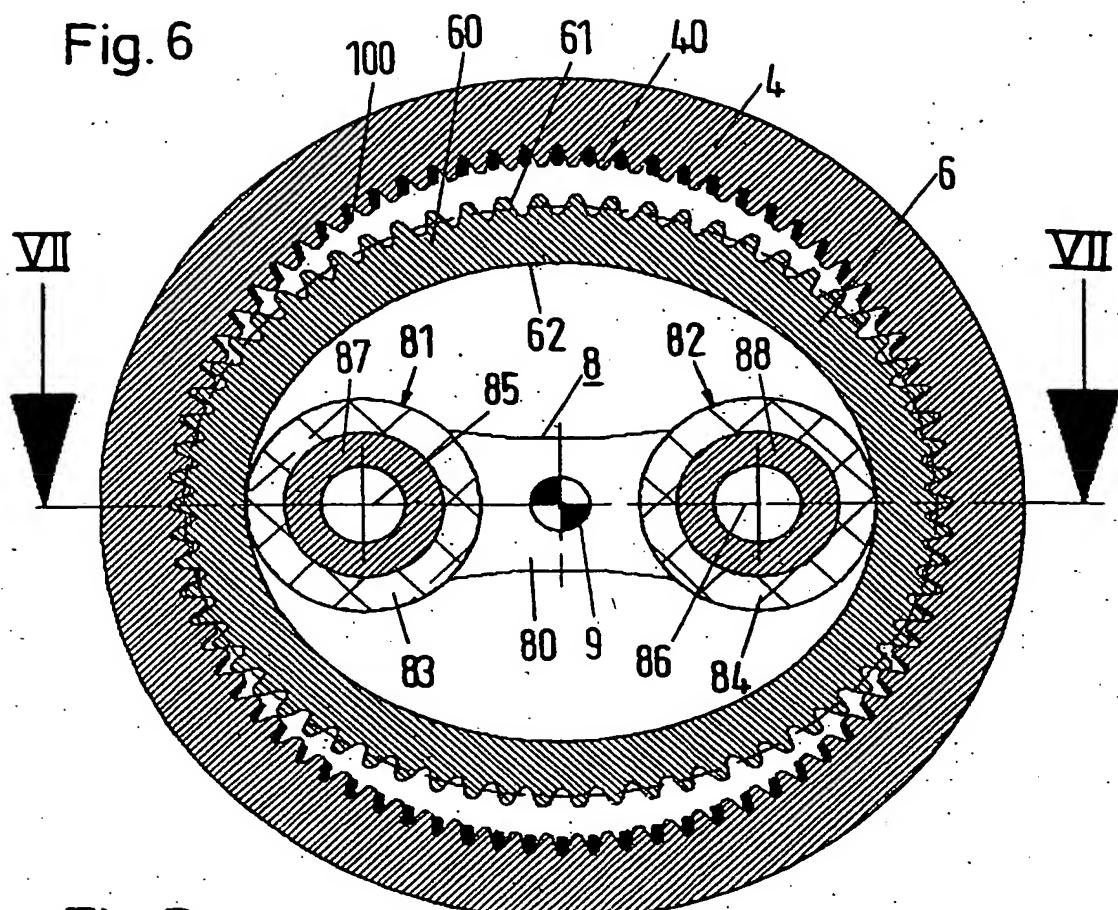


Fig. 7

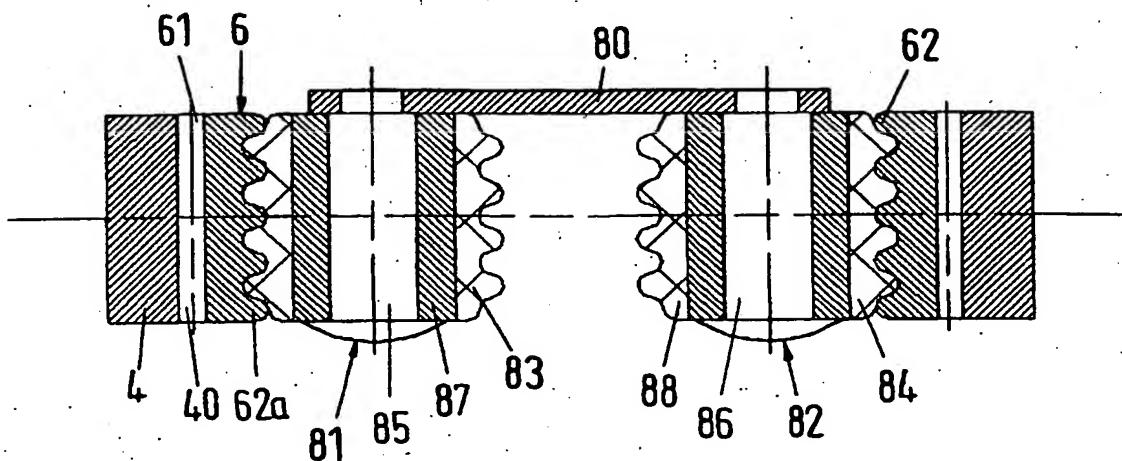


Fig. 1

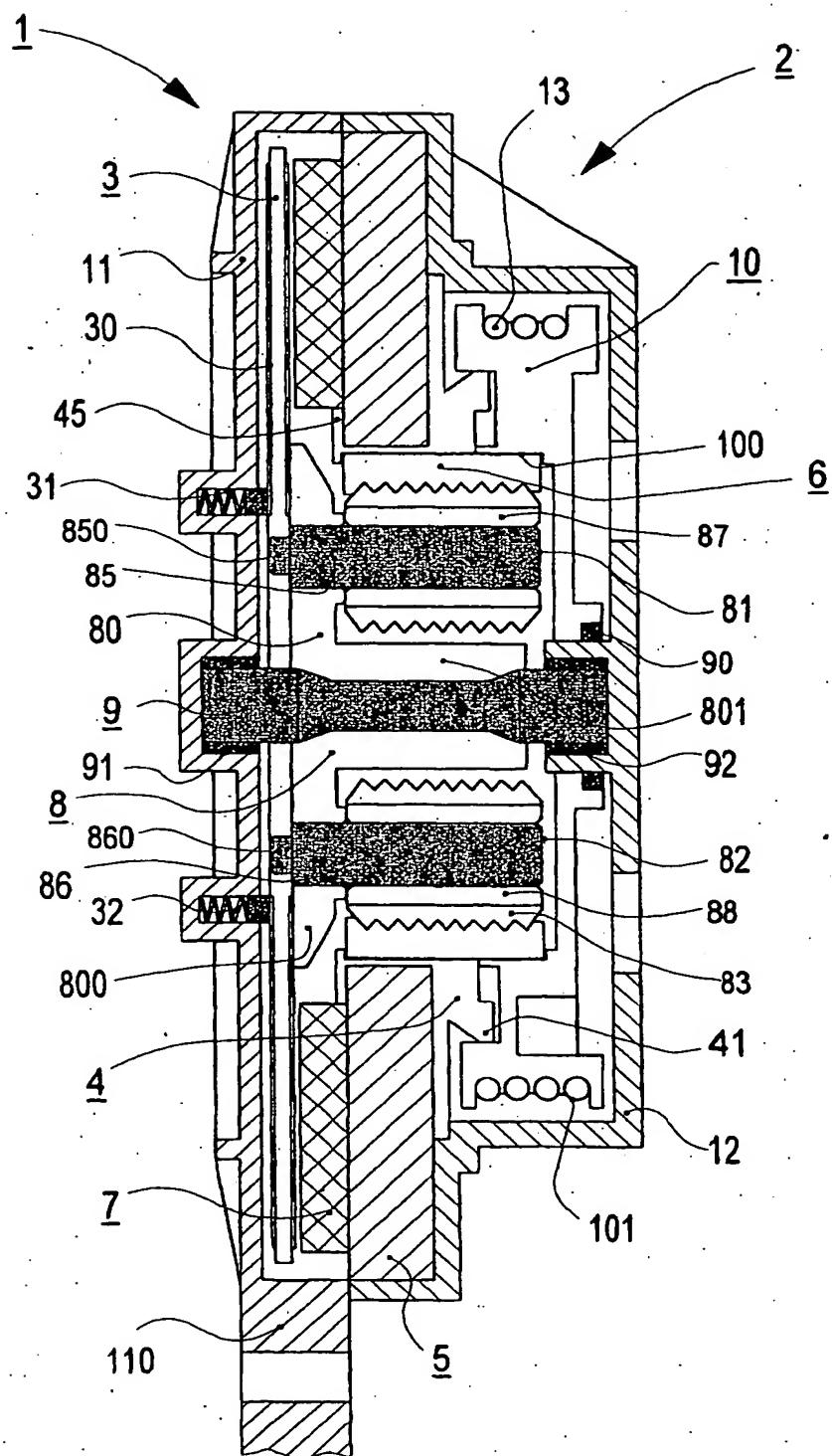


Fig. 2

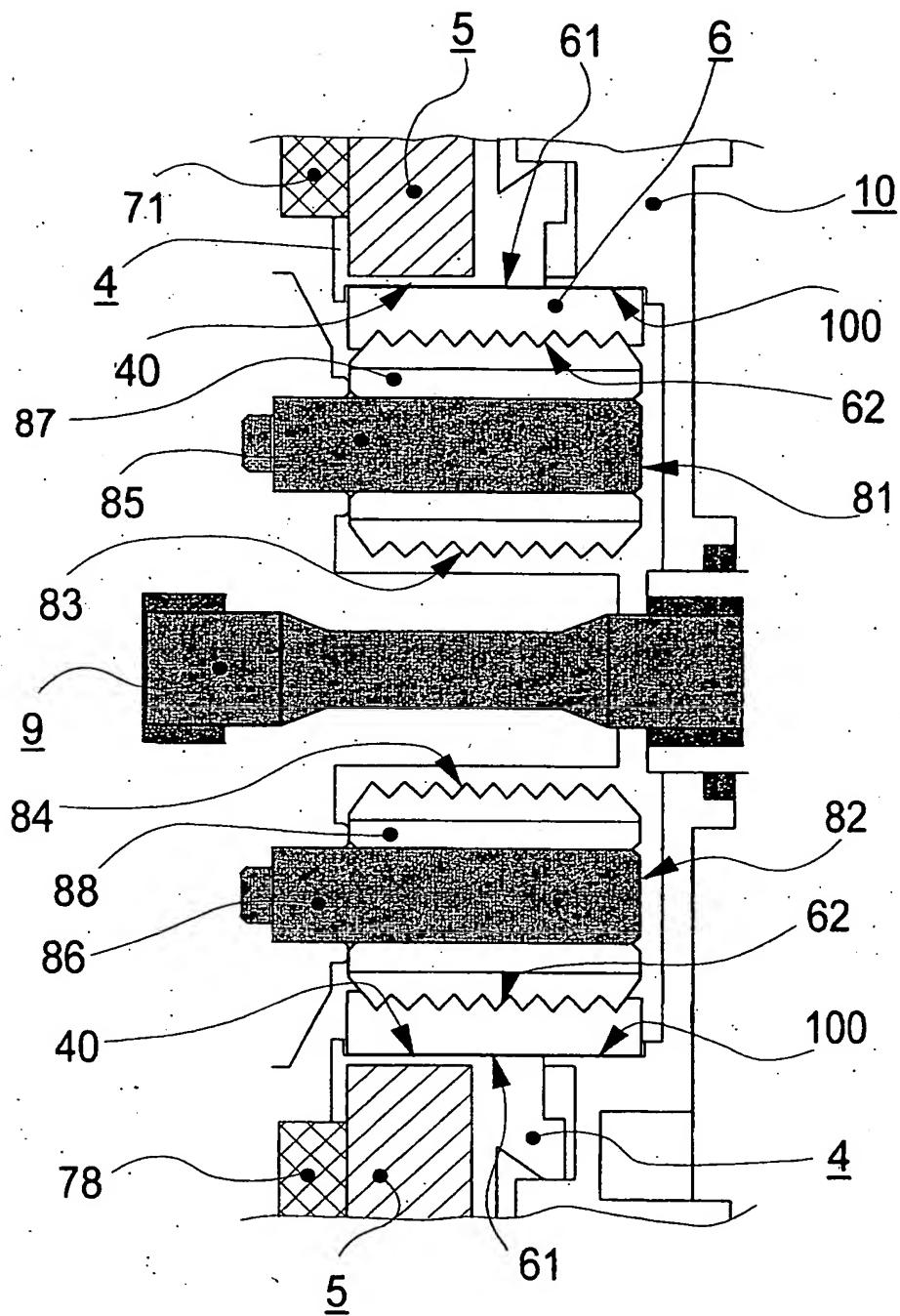


Fig. 3

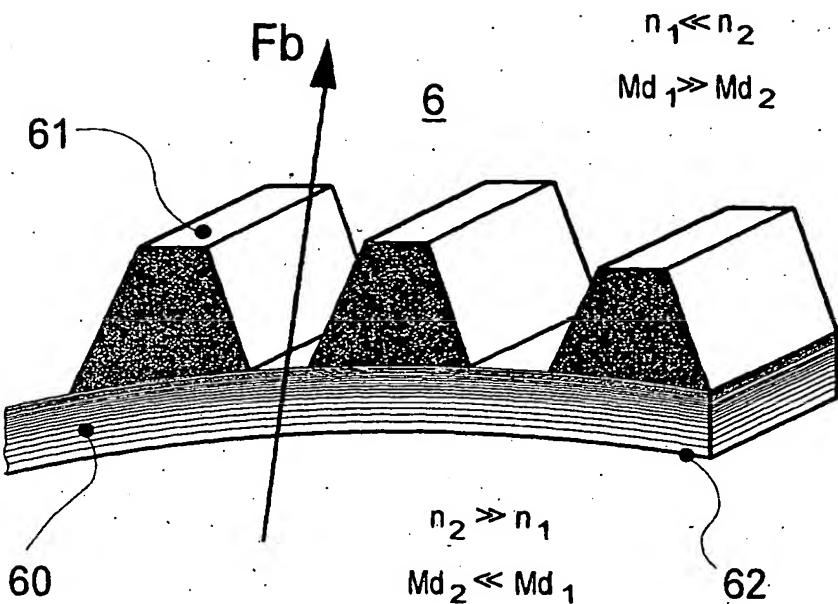


Fig. 4

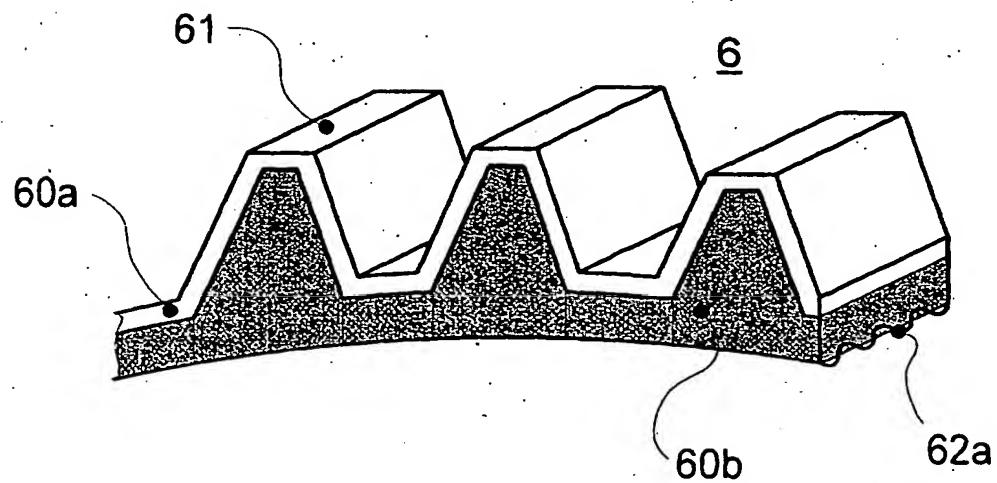


Fig. 5

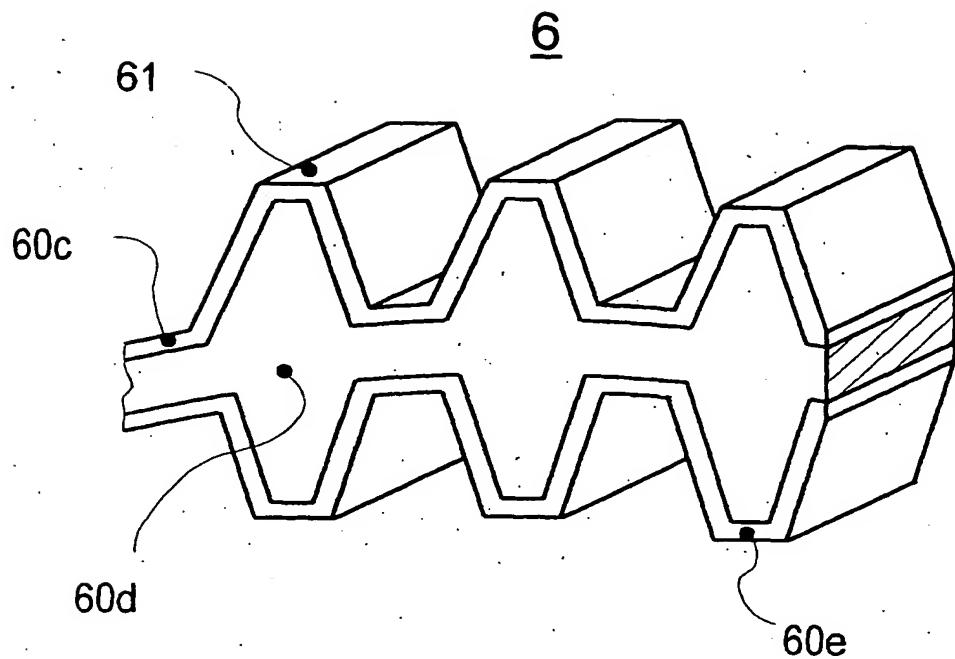


Fig. 8

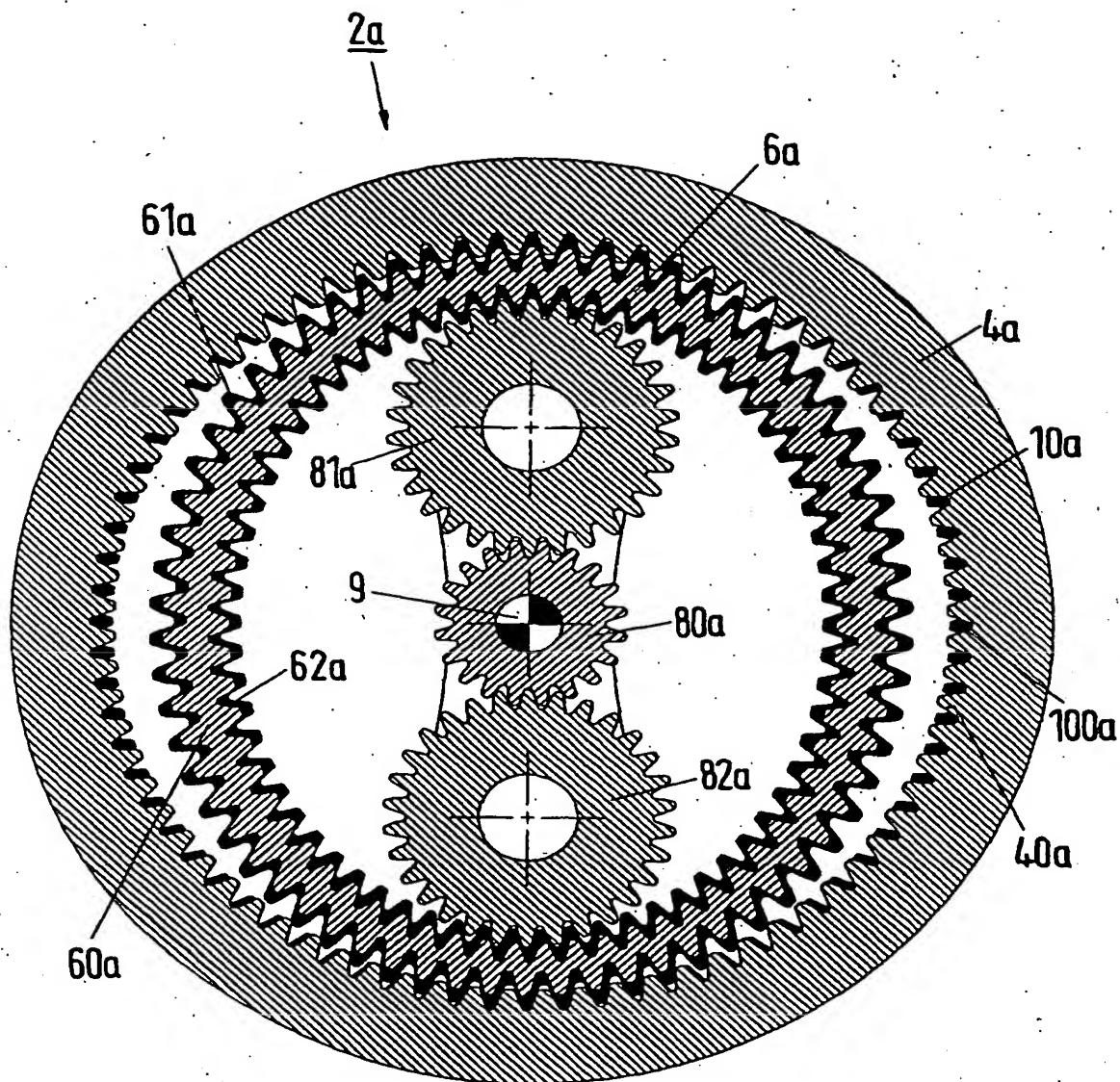


Fig. 9

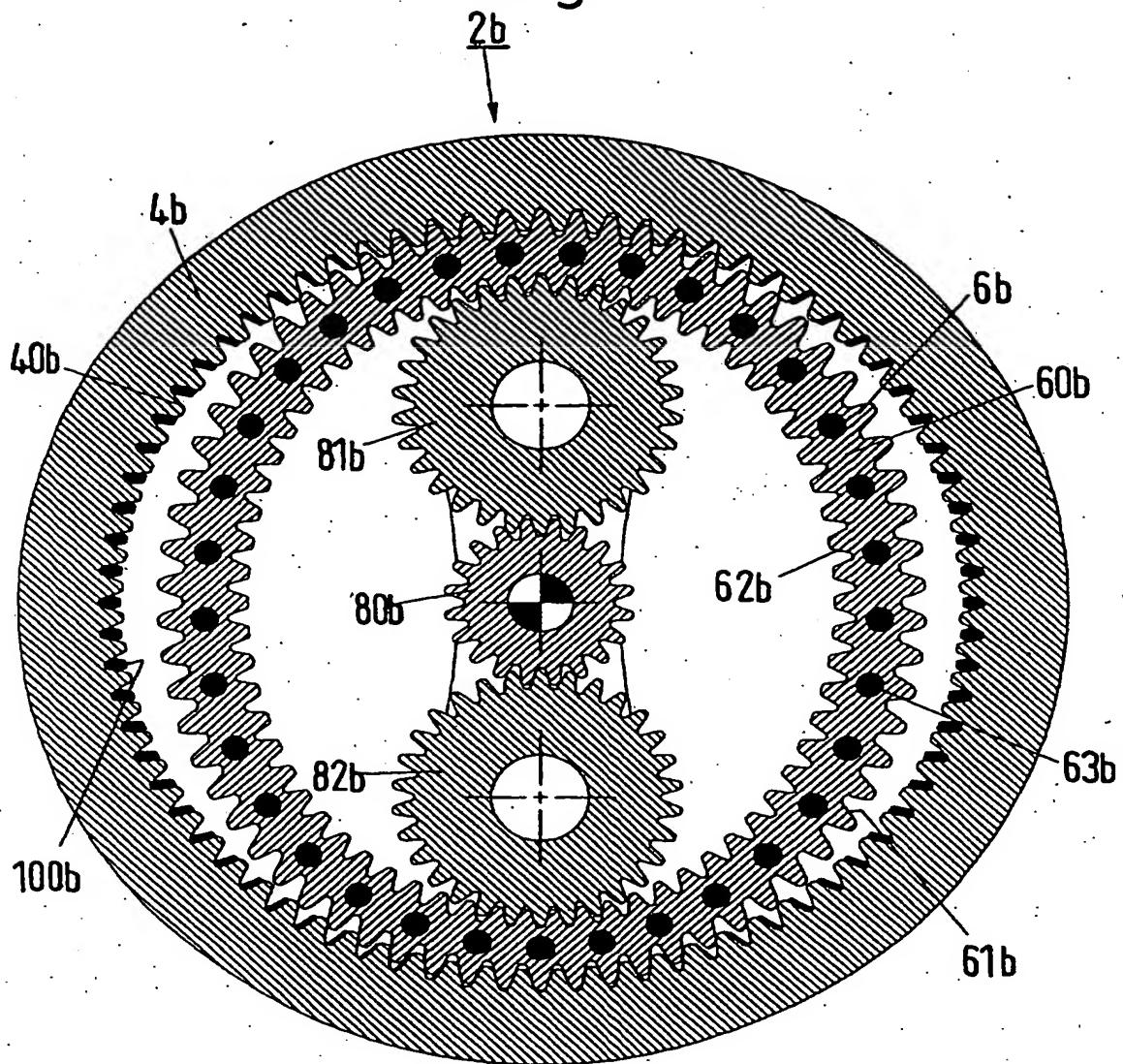


Fig. 10

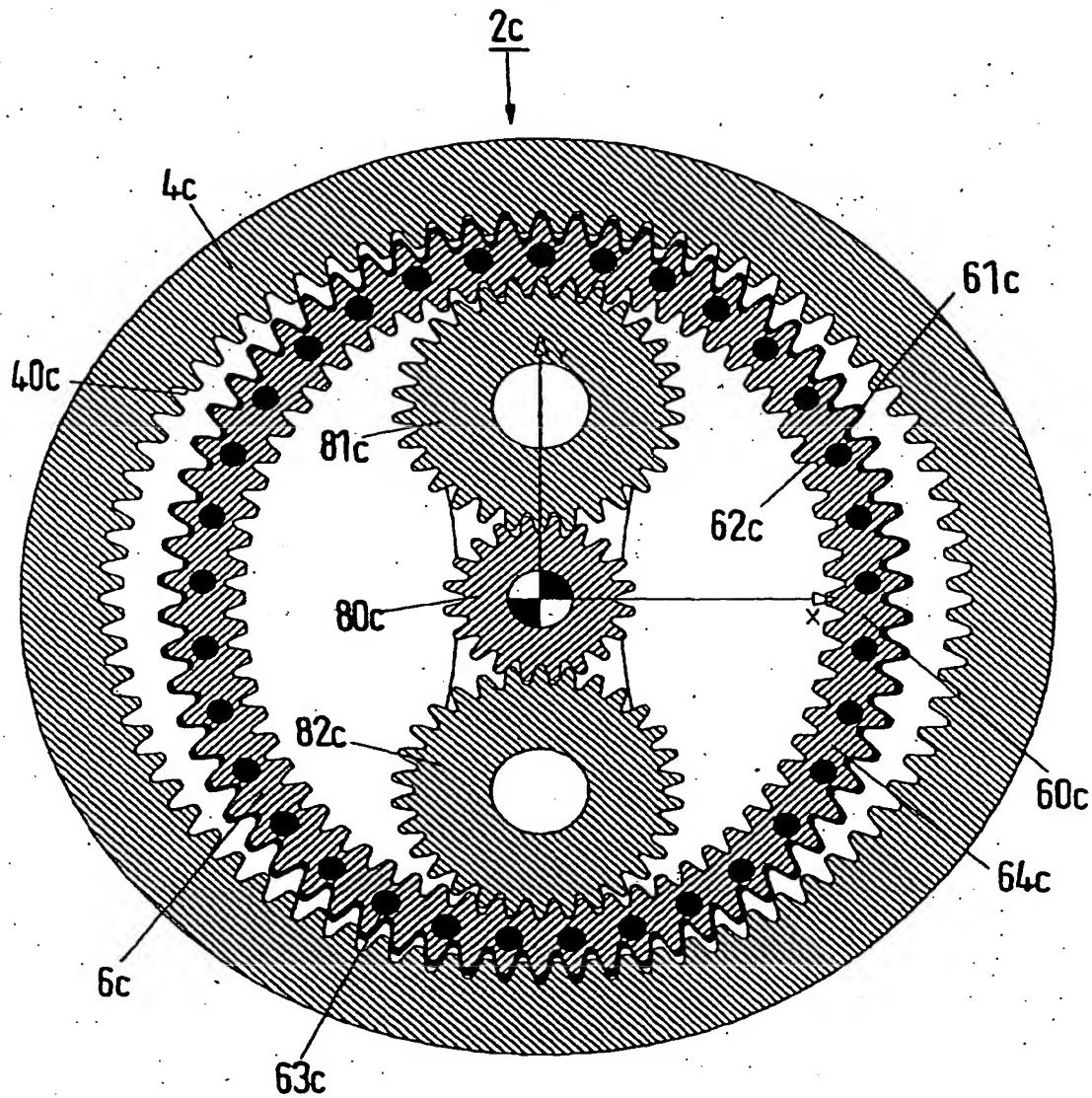


Fig. 11

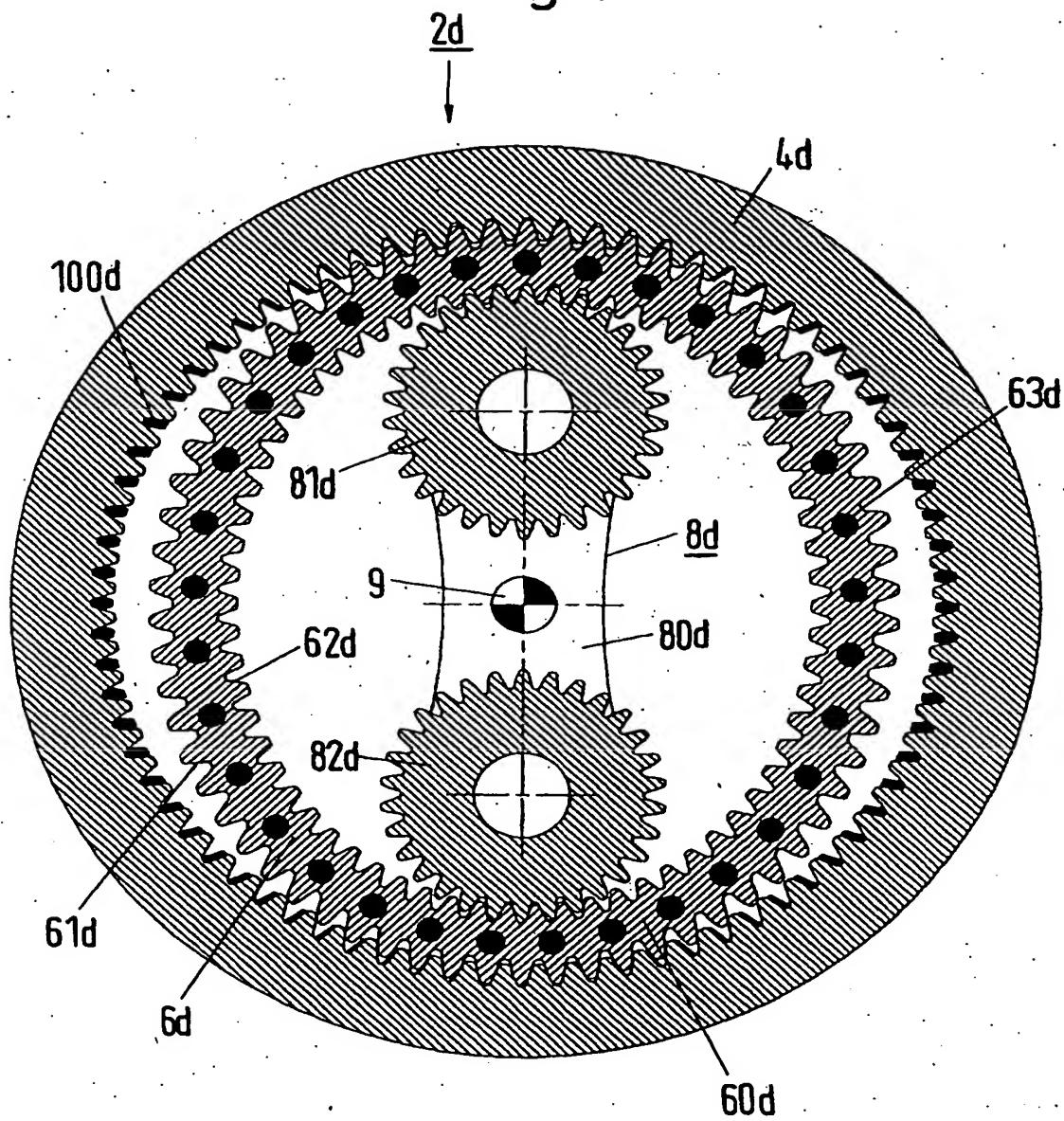
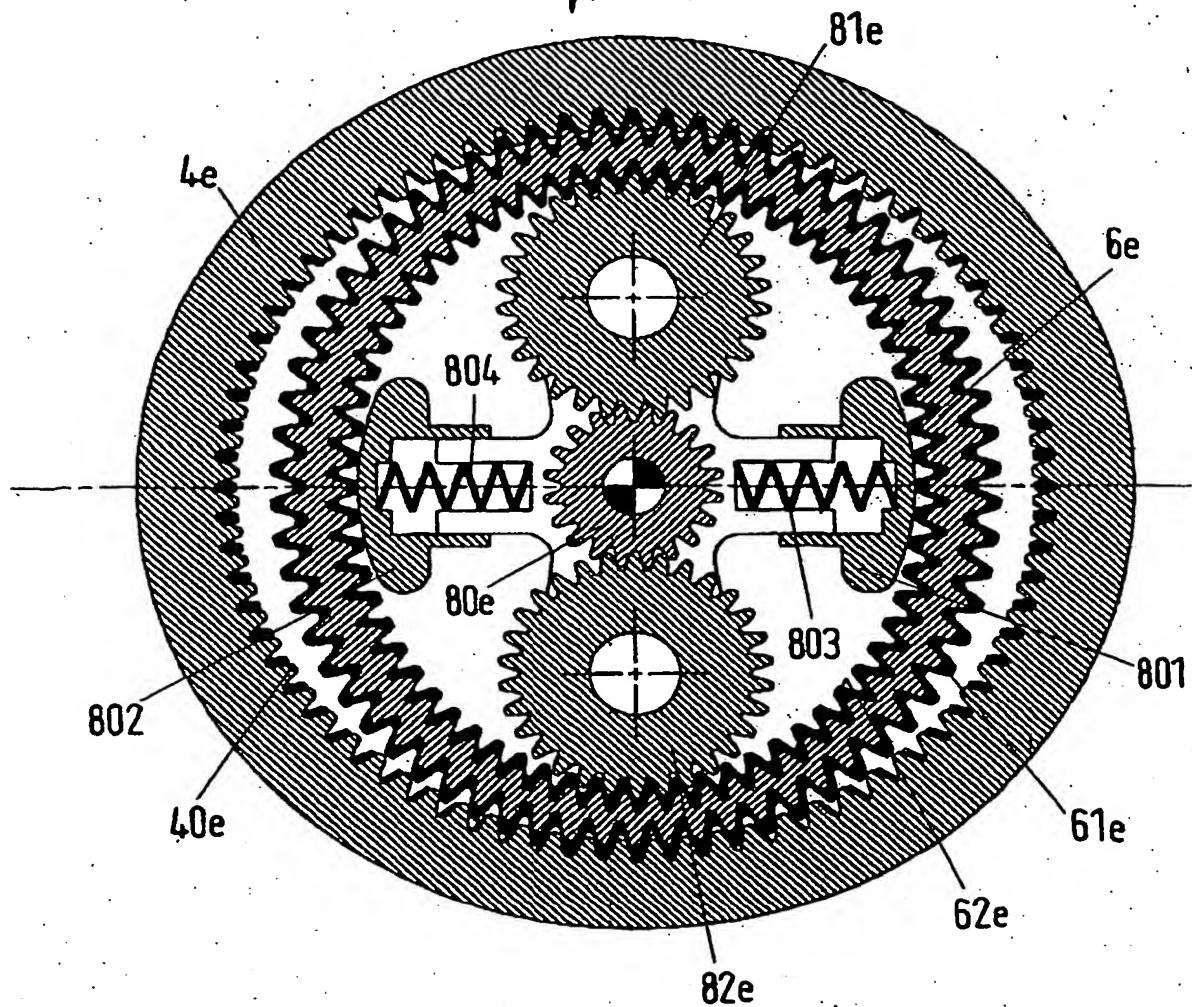


Fig.12

2e

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.